اصلاح عملکرد سیستم HVAC با استفاده از شبیه سازی عددی و مقایسه با نتایج تجربی

مهدی جهانگیری [۱]، وحید عبدی [۲]

تاریخ دریافت مقاله: ۹۳/۱۰/۴

تاریخ پذیرش مقاله: ۹۴/۲/۹

چکیده:

در این مقاله، یک سیستم تهویه مطبوع HVAC از نوع تراکمی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. هدف از این مطالعه، بهبود عملکرد سیستم تبرید، رفع یخ زدگی کمپرسور، بالابردن راندمان، کاهش مصرف انرژی و کاهش مدت زمان کارکرد کمپرسور بوده است. نتایج حاصل از داده های تجربی و حل عددی دینامیک سیالات محاسباتی مقایسه و تفسیر شده است. پس از رفع عیب، نتیجه تعمیرات صورت گرفته با استفاده از حل عددی و توسط کانتورها و نمودارهای سرعت و دما نشان داده شد. در نهایت، رفع عیب سیستم HVAC منجر به بر طرف شدن یخ زدگی کمپرسور گردید و متعاقبا ایجاد هوای مطبوع را در پی داشت. دما و دبی هوای تولیدی به ترتیب تقریبا ^{o}c ۷ کاهش و ۱۳ درصد افزایش یافت.

کلمات کلیدی:

HVAC ، یخ زدگی کمپرسور ، سیکل تبرید ، دینامیک سیالات محاسباتی

۱) کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان (نویسنده مسئول) mehdi.jahangiri@gmail.com
۲) کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی، کرمانشاه

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

مقدمه

با پیشرفت علم و فناوری، بشر نیاز به فراهم آوردن شرایط آسایش را به عنوان موضوعی مهم لحاظ نموده است. از آنجا که شرایط محیطی اعم از دما و رطوبت تاثیر زیادی بر انسان می گذارد، ایجاد و توسعه سیستم های تهویه مطبوع کمک بسیار زیادی در این زمینه می نماید. چرخه تبرید جذبی و تراکمی ایجاد و در سیستم های تهویه به کار گرفته شده است. ارتقای این سیستم ها به نحوی که باعث افزایش صرفه جویی در انرژی و افزایش راندمان سیستم تهویه گردد و عیب‌یابی و تعمیر این سیستم ها، همواره مورد توجه بوده است. تحقیقات گسترده ای توسط محققین مختلف در این راستا انجام شده است.

کیم و همکاران با بکارگیری انتقال حرارت تابشی، انتقال حرارت جابجایی و کنترل سیستم HVAC به ارزیابی بار سرمایشی- گرمایشی پرداختند. در این مطالعه، از دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) برای شبیه سازی و تجزیه و تحلیل محیط داخلی و بار سرمایش- گرمایش استفاده شده است [۱]. اندرسون و همکاران به بررسی کنترل‌کننده‌های مربوط به سیستم های HVAC اهتمام ورزیدند. در حالی که پتانسیل قابل توجهی برای بهبود گرمایش، تهویه و عملکرد سیستم پیشرفته کنترل تهویه مطبوع (مطلوب، قوی و مختلف تطبیقی) به سیستم های تجاری گنجانیده شده است، بررسی کنترل‌کننده HVAC های پیشرفته تا حد زیادی به طرح و شبیه سازی محدود شده با چند کنترل کننده بر روی سیستم‌های فیزیکی آزمایش شده است. در این مقاله، یک مجتمع ایجاد شد که برای جمع آوری داده ها، طراحی کنترل، شبیه سازی و پیاده سازی کنترل حلقه بسته و آزمایش استفاده شده است. این محیط ، قدرت و انعطاف پذیری مورد نیاز برای نمونه سازی سریع کنترل کننده های مختلف و روش های طراحی کنترل را فراهم می کند[۲]. هنیف و همکاران به تحلیل بهینه انرژی مصرفی و هزینه بهینه بهره برداری سیستم های HVAC اهتمام ورزیدند. آنها با استفاده از روش برنامه‌ریزی به تحلیل وضعیت حرارتی و برودتی و سیستم HVAC پرداختند[۳]. باسکورو و همکاران طی مقاله‌ای صرفه جویی از انرژی در سیستم های تهویه را مورد پژوهش قرار دادند. استفاده از درجه حرارت آسایش تطبیقی به عنوان دمای اتاق، به صورت موثری پتانسیل ذخیره سازی انرژی در سیستم های HVAC را در طول دوره سرمایش و گرمایش کاهش می دهد. به طور کلی، مقدار صرفه جویی انرژی به مقدار دمای بالاتر نقطه تنظیم دمای محیط داخلی در طول دوره گرم و دمای پایین تر نقطه تنظیم دمای محیط داخلی در طول دوره سرد بستگی دارد. این مقاله، به شبیه سازی پتانسیل صرفه جویی انرژی برای ساختمان درآب و هوای گرمسیری مالزی با توسعه روش های خنک کننده تطبیقی پرداخته است. برنامه شبیه سازی ساختمان (TRNSYS) برای مدل سازی و شبیه سازی مشخصه بار خنک‌کننده مورد استفاده قرار گرفت. اندازه‌گیری تجربی انجام و نتایج برای تعیین اعتبار مدل استفاده شد. در نهایت، مشخصه بار خنک کننده از ساختمان با استفاده از جریان و روش پیشنهادی مقایسه شد و نتایج نشان داد که انرژی سالانه بالقوه‌ای به اندازه۳۰۵۱۵۰ کیلو وات ساعت را می توان صرفه جویی نمود[۴]. هومود و همکاران به مطالعه کنترلی

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

سیستم‌های تهویه پرداختند. کنترل یکپارچه با کنترل هر دو سیستم HVAC و تهویه مطبوع طبیعی بر اساس نیاز حرارتی انسان براحتی می تواند باعث صرفه جویی قابل توجهی در انرژی شود. مفهوم این مقاله، تفاوت روش های مرسوم از صرفه جویی در انرژی درسیستم های HVAC با یکپارچه سازی کنترل از هر دو سیستم HVAC و سیستم های تهویه طبیعی بر اساس اختلاف درجه حرارت بین محیط داخلی و محیط خارجی را بیان می کند. این اختلاف بر نرخ تغییرآنتالپی هوای داخل ساختمان و پتانسیل ذخیره سازی انرژی تاثیر می گذارد. از یک حسگر به عنوان معیاری برای آزمون استاندارد آسایش حرارتی استفاده شد. نتایج آنها نشان داد که روش پیشنهادی انرژی قابل توجهی در مقایسه با سایر روش های مرسوم صرفه جویی نموده است در حالی که دستیابی به آسایش حرارتی مطلوب را محقق ساخته است[۵]. کوسیاگ و همکاران کاهش مصرف انرژی در سیستم های تهویه را مطالعه نمودند. در این مقاله، یک روش مبتنی بر داده برای به حداقل رساندن مصرف انرژی، تهویه و سیستم تهویه مطبوع و در عین حفظ آسایش حرارتی در یک ساختمان با تعداد نامعلوم ساکنان، اعمال شد. عدم اطمینان از نرخ ورود و خروج کارکنان توسط مدل پواسون و توزیع یکنواخت ایجاد شد. افزایش حرارت داخلی از فرایند تصادفی ورود و خروج ساکنین محاسبه گردید. بر اساس داده های مشاهده شده و شبیه سازی شده، یک الگوریتم چند لایه برای مدل و شبیه سازی سیستم تهویه مطبوع به کار گرفته شد. مدل ایجاد شده بر اساس داده ها بدقت عملکرد سیستم HVAC بر اساس تنظیمات کنترلی و اطلاعات قبلی را پیش بینی نمود[۶]. آلمانسا و همکاران بررسی جریان خروجی از دیفیوز به هوای اتاق را در دستور کار قرار دادند. در این مقاله، یک نگرش سطح (میکرو/ماکرو) برای یک دیفیوزر رایج توسعه داده شد. این روش تعداد نقاط در جهت حل جریان هوا در یک اتاق را کاهش می‌دهد. و می‌تواند به عنوان یک روش عددی برای یک جعبه سیاه به کار رود و تعدادی از متغیرها در ورودی اتاق (خروجی از دیفیوزر) را که محاسبه تجربی آنها مشکل است، تعیین نماید. به عنوان مثال، خواص آشفتگی جریان را می‌توان ذکر کرد. آنها ویژگی های جریان در اطراف خروجی دیفیوزر را مطالعه و نتایج عددی را با نتایج تجربی مقایسه نمودند. نتایج موید تفاوت در ویژگی های جریان هوا در نزدیکی خروجی دیفیوزر بود [۷]. آفرام و شریفی در قالب یک مقاله جامع به بررسی کارهای انجام شده در زمینه کنترل سیستم های تهویه پرداختند. این تحقیق، مقالات مختلف در باره روش های کنترل، با تاکید بر نظریه و برنامه های کاربردی مدل های پیش بینانه برای گرمایش، تهویه و سیستم های تهویه مطبوع مورد بررسی قرار داده است. از جمله تنظیمات کنترل، نوع فرایند، مدل، روش بهینه سازی، پیش بینی، محدودیت ها و هزینه به تفصیل شرح داده شده است[۸]. رسولی و سایر همکارانش به تحلیل مصرف انرژی برای سیستم تهویه یک بیمارستان پرداختند. آنها روش اجرا در اطراف غشا مبدل انرژی RAME را به عنوان سیستم بازیابی گرما و رطوبت که متشکل از دو منبع اگزوز و مبدل های جداگانه و همراه با جریان آبی محلول نمک می باشد، به کار گرفتند. محلول نمک موجب انتقال انرژی (گرما و رطوبت) در یک حلقه بسته بین هوا تهویه در فضای باز و تخلیه هوا از ساختمان می گردد. عملکرد سیستم تابعی از نرخ جریان محلول نمک و هوای تهویه و شرایط هوا در محیط می باشد. در این مقاله، مدل RAME برای یک ساختمان بیمارستان در چهار شرایط آب و هوایی مختلف با استفاده از برنامه های کامپیوتری

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

TRNSYS و MATLAB شبیه سازی شده است. حالت پایدار می تواند مصرف انرژی حرارتی سالیانه را۶۰ درصد در آب و هوای سرد و ۱۵ الی۲۰ درصد در آب و هوای گرم کاهش دهد [۹]. سئو و همکاران به روی بهینه سازی سیستم HVAC در یک خانه آپارتمانی تمرکز نمودند. هدف از این مطالعه، پیشنهاد یک روش طراحی بهینه برای سیستم HVAC در آپارتمان با استفاده از الگوریتم ژنتیک و بررسی امکان صرفه جویی انرژی برای سیستم HVAC بوده است. میزان سرمایش و گرمایش لازم در خانه آپارتمانی با استفاده از نرم افزار TRNSYS محاسبه شده است. نتایج حاکی از آن بود که این روش توانایی طراحی بهینه سیستم های تهویه را برای صرفه جویی انرژی در خانه های آپارتمانی دارد [۱۰]. چو و همکاران در مقاله ای برای بررسی مصرف انرژی و تجزیه و تحلیل اقتصادی و ارزیابی۹۶۰ سیستم HVAC در یک ساختمان اداری بسیار بزرگ تلاش نمودند. آنها روش طراحی و تحلیل مصرف انرژی در ساختمان ها را به صورت کاربردی ارائه و تشریح نمودند [۱۱]. در بخش بعد به معرفی سیستم تبرید تراکمی پرداخته شده است. پس از آن، یک سیستم HVAC به همراه اجزای آن نشان داده شد و عیب آن که یخ زدگی کمپرسور بود، تشریح گردید. عوامل موثر در یخ زدگی کمپرسور و ایجاد دمای خارج از محدوده آسایش دمایی در اتاق، تجزیه و تحلیل شد. اقدام اصلاحی در راستای مرتفع نمودن عیب سیستم تهویه انجام شد. داده‌های تجربی و شبیه سازی عددی برای تصمیم گیری در خصوص صحت تعمیرات انجام شده مورد مطالعه قرار گرفت.

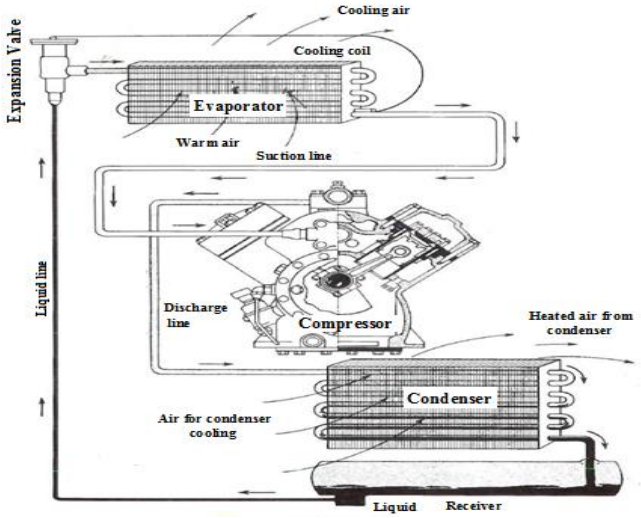
شرح مساله

به طور کلی، سیستم های تبریدی به دو صورت جذبی و تراکمی عمل می کنند. تفاوت عملکرد آنها در نوع سیال عامل چرخه می‌باشد. در چرخه‌های جذبی از محلول نمک برای جذب سیال مبرد و تغییر فاز از گاز به مایع استفاده می شود و باعث ادامه پیدا کردن چرخه تبرید می‌گردد ولی در سیستم های تراکمی، که در این پژوهش به آن پرداخته می‌شود، گاز مبرد، سیال عامل می باشد. نحوه کارکرد چرخه تبرید سیستم های تراکمی به این صورت است که در ابتدا، سیال که به صورت گاز می‌باشد، توسط کمپرسور پرفشار شده و پس از از عبور از کندانسور[1] دمای آن کاهش یافته و با وارد شدن به شیر انبساط[2] به صورت مایع به درون اواپراتور[3] رفته و فشار آن افت پیدا می کند و از آنجا که ضریب ژول تامسون گازهای مبرد مثبت می‌باشد، این فرایند کاهش دما را در پی دارد که باعث می شود گرمای محیط را جذب کند. فرایند جذب گرما در درون محفظه اواپراتور رخ می دهد و حجم هوایی که توسط بلوور[4] تامین شده است از روی پره هایی که بر روی لوله‌های اواپراتور نصب است عبور کرده و باعث کاهش دمای آن می‌شود. گرمایی که توسط پره ها جذب می شود باعث

1) Condenser
2) Expansion Valve
3) Evaporator
4) Blower

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

می‌شود سیال مبرد تغییر فاز داده و به گاز تبدیل شود. از آنجا که فشار گاز در طی این فرایند کاهش پیدا کرده است، به عاملی نیاز است که فشار را افزایش داده و منجر به ادامه چرخه گردد. افت فشار ایجاد شده به روی سیال مبرد توسط کمپرسور جبران می گردد. چرخه تبرید در شکل (۱) به صورت شماتیک نشان داده شده است.



شکل۱) شماتیک چرخه تبرید

نوع اجزای پکیج مورد مطالعه به طور خاص در شکل (۲) شرح داده شده است. نوع کندانسور پکیج از نوع V-Type بوده که ۶ عدد فن بر روی آن تعبیه شده و همچنین بلوور اواپراتور از نوع (Centrifugal-Back Ward) بوده و دور الکترو موتور ۱۴۵۰ Rpm با ولتاژ ۴۰۰ v ولت و سه فاز و فرکانس ۵۰ Hz و توان ۷/۵ Hp می باشد.



شکل ۲) تصویر سیستم HVAC مورد مطالعه، الف) تصویر کندانسور V-Type ، ب) تصویر اواپراتور، ج) نمای کلی پکیج HVAC

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

مکان نصب پکیج HVAC در شهرستان عسلویه از توابع استان بوشهر بوده و آزمایش در فصل تابستان انجام شده است. سایر مشخصات شرایط محیطی محل نصب سیستم HVAC در جدول (۱) آورده شده است.

جدول ۱) شرایط محیطی محل نصب پکیج HVAC

توضیح	مورد
عسلویه	شهر
ایران	کشور
۷۵/۵ ft	ارتفاع از سطح دریا
۱۱۱/۲ °F	دمای حباب خشک در تابستان
۹۸/۶ °F	دمای حباب تر در تابستان
۲۷°F	محدوده تغییرات دما در تابستان
۴۱°F	دمای حباب خشک در زمستان
۴۱°F	دمای حباب تر در زمستان

شایان ذکر است که مقدار توان تبرید سیستم HVAC بر اساس استانداردهای جدول (۲) طراحی گردیده است.

جدول ۲) استانداردهای طراحی سیستم HVAC

استاندارد	موضوع طراحی
ISO 5151-1994	تهویه هوا
ASHRAE 30-1995	چیلر
ASHRAE 33-1978	کویل سرمایشی
ANSI/ASHRAE 23-1993	مبرد
ANSI/ARI 420-94	هوای خنک کننده
ANSI/ARI 750/94	شیر انبساط

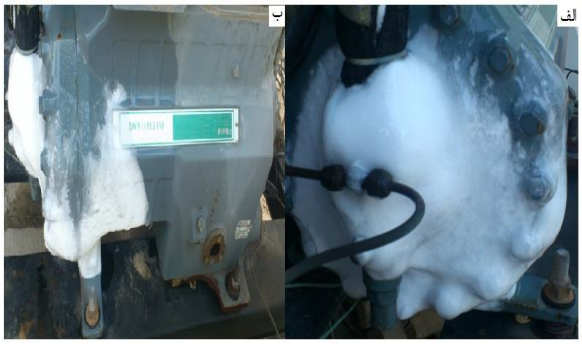
میزان توان تبرید دستگاه و حجم کل هوای عبوری از اوپراتور بر اساس استانداردهای معرفی شده در جدول (۲) به صورت جدول (۳) محاسبه شده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

جدول ۳) بار سرمایشی و حجم هوای عبوری از اوپراتور سیستم HVAC

بار سرمایشی کل دستگاه	252(858000)-kW (BTU/HR)
مجموع کل حجم هوای عبوری واقعی از اوپراتور	4843 (10261)-lit/s (CFM)

مشکلی که در عملکرد سیستم HVAC وجود داشت این بود که قسمتی از سیال مبرد در قسمت ساکشن کمپرسور تبخیر شده و منجر به یخ زدگی کمپرسور می گردید. شکل (۳) یخ زدگی کمپرسور را نشان می دهد.



شکل ۳) تصویر یخ زدگی کمپرسور از دو نمای مختلف، الف) نمای مقابل، ب) نمای جانبی

علت این اتفاق می توانست نقص در شیر انبساط، اواپراتور، بلوور و یا عوامل دیگر باشد که هر یک به تفکیک بررسی شد.

رفع عیب

مشکل یخ زدگی کمپرسور باعث کاهش شدید راندمان و افزایش زمان کارکرد دستگاه می شد که حتی توانایی تامین هوای مطبوع را نداشت به نحوی که دمای ورودی به اتاق ها در حدود ^{o}C ۲۸ بود که شرایط نامناسبی را در پی داشت. یخ‌زدگی کمپرسور به این دلیل است که همه سیال مبرد طی فرایند به گاز تبدیل نشده است زیرا وقتی گاز متراکم می‌شود باعث افزایش دمای سیال شده به ناچار در قسمت ساکشن کمپرسور محل تبخیر سیال بوده و یخ زدگی در این محل مشاهده می شود.

از عواملی که منجر به یخ زدگی کمپرسور می‌شود، می توان به موارد زیر اشاره نمود:

- کاهش مقدار گاز سیستم (سیال مبرد): در این حالت به دلیل کمبود گاز در چرخه گاز مبرد در اولین نقطه به دنبال تبخیر شدن و انتقال حرارت است که معمولا در قسمت خروجی (دیسچارژ) کمپرسور این اتفاق خواهد افتاد و یخ زدگی کمپرسور را در پی دارد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

- کثیف بودن پره های رادیاتور اوپراتور : کثیفی پره های اوپراتور مانع از تبادل حرارت بین هوای عبوری و سیال مبرد می گردد و باعث می‌شود سیال مبرد بدون تغییر فاز به صورت مایع به قسمت ورودی (ساکشن) کمپرسور راه یابد. سیال مبرد در نقطه ساکشن کمپرسور تغییر فاز داده و گرمای محیط را جذب نموده و باعث یخ زدگی در این ناحیه می شود.
- عملکرد نامطلوب شیر انبساطی: شیر انبساطی سیال عامل را که از کندانسور خارج می شود و از فاز گاز به مایع تغییر حالت داده است را به صورت پودر مایع تبدیل می نماید تا فرایند جذب گرما در اواپراتور بهتر صورت گیرد و موجب تولید هوای سرد گردد و فرایند های مربوط به سیکل تبرید تراکمی ادامه یابد. عدم تنظیم صحیح شیر انبساط باعث می‌گردد سیال به صورت پودر پاشش نکند و سیال مبرد به صورت مایع از اوپراتور عبور کند و انتقال حرارت بدرستی انجام نگیرد و در نهایت، فرایند انتقال حرارت در قسمت ساکشن کمپرسور صورت می‌گیرد که متعاقبا به یخ زدگی کمپرسور منجر می گردد.
- افزایش مقدار گاز سیستم (سیال مبرد): همان طور که کمبود گاز مبرد باعث یخ زدگی کمپرسور می شود بیش از حد شارژ کردن گاز به سیستم نیز این پدیده را در پی خواهد داشت، با این تفاوت که محل یخ زدگی در قسمت ساکشن کمپرسور می‌باشد، به این صورت که گاز اضافی که در اواپراتور به گاز تبدیل نشده است به صورت مایع به قسمت ورودی کمپرسور رسیده و عمل انتقال حرارت در این ناحیه صورت می گیردکه نهایتا موجب یخ زدگی کمپرسور می گردد.
- کاهش هوای عبوری از روی اوپراتور: به هر دلیلی، اگر حجم هوای تولیدی توسط بلوور دستگاه تغییر کند در عملکرد صحیح دستگاه، اختلال ایجاد می‌گردد، به این صورت که اگر مقدار هوای عبوری از اوپراتور کاهش یابد، سیال مبردی که در داخل لوله های اوپراتور جریان دارد به اندازه کافی تبادل حرارت ننموده و به طور کامل تغییر فاز نمی‌دهد و قسمتی از آن با فاز مایع به کمپرسور رسیده و عمل تغییر فاز در این ناحیه اتفاق می‌افتد و در نتیجه، موجب یخ زدگی کمپرسور می گردد. در نقطه مقابل، اگر حجم هوای تولیدی توسط بلوور نیز بیش از حد و بیشتر از توان سرمایشی نامی دستگاه باشد، اوپراتور توانایی کاهش مناسب دما را نخواهد داشت و دمای هوا به اندازه کافی کاهش نمی یابد و در نهایت، دمای هوا خارج از محدوده آسایش حرارتی خواهد بود.

با توجه به اینکه مسیر خروجی کمپرسور یخ نزده و یخ زدگی روی بدنه ایجاد شده است، لذا عیب از ولو انبساطی نیز نمی باشد. ترموستات نیز سالم بوده و در تشخیص دمای اتاق عملکرد صحیحی داشت. تنها عاملی که می توانست مورد واکاوی قرار گیرد، کاهش حجم هوای عبوری از اوپراتور بود. موتور و فن سالم بودند. به نظر می‌رسید دبی هوای عبوری طراحی سیستم کم بوده و نیاز به اصلاح دارد. از آنجا که موتور الکتریکی توسط یک تسمه و دو پولی، فن را به چرخش در می‌آورد، تغییر میزان دبی به عنوان یک اصلاحیه مورد توجه قرار گرفت. لذا تصور گردید با تعویض پولی ها با پولی هایی با

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

قطر مناسب می توان با کمترین تغییرات (به جای تعویض نمودن الکترو موتور یا فن) و با کمترین هزینه دبی هوای عبوری را اصلاح نمود. نحوه کار به این صورت بود که با استفاده از یک الکتروموتور دور متغیر (روتور مخروطی) مقدار دور بهینه به دست آمد طوری که هم سیال به طور کامل به گاز تبدیل شود و هم مقدار دما ورودی به ساختمان زیاد نشود. همان طور که از جدول (۴) مشاهده می‌شود، دبی ۱۷۰ Lit/s برای این منظور مناسب می باشد. مجموع کل حجم هوای عبوری واقعی از اوپراتور در این حالت تقریبا برابر با ۵۴۵۰ Lit/s اندازه گیری شده است.

جدول ۴) مقادیر دبی هوای دریچه و دمای آن

دما (˚c)	دبی (Lit/s)
۲۸	**۱۵۰**
۲۶	**۱۶۰**
۲۴	**۱۶۵**
۲۲	**۱۷۰**
۲۳	**۱۷۵**
۲۴	**۱۸۰**

با تغییر اندازه پولی الکتروموتور و فن مقدار دبی مورد نظر تامین شد. جدول (۵) تغییرات قطر پولی ها را نشان می دهد.

جدول ۵) مقادیر قطر پولی الکتروموتور و فن

قطر پولی (mm)	اولیه	اصلاحی
الکترو موتور	۱۲۰	**۱۷۵**
فن	۱۳۰	**۱۶۵**

شکل (۴) فن و الکتروموتور را پس از تعویض پولی‌ها نشان می‌دهد.



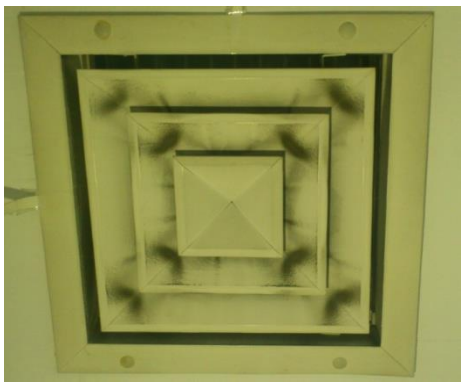
شکل ۴) تصاویر پولی های بلوور و الکتروموتور بعد از اصلاح

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

حال بعد از اصلاح، تاثیر آن بر عملکرد سیستم بررسی می شود. برای این منظور از روش حل عددی استفاده شده است.

حل عددی

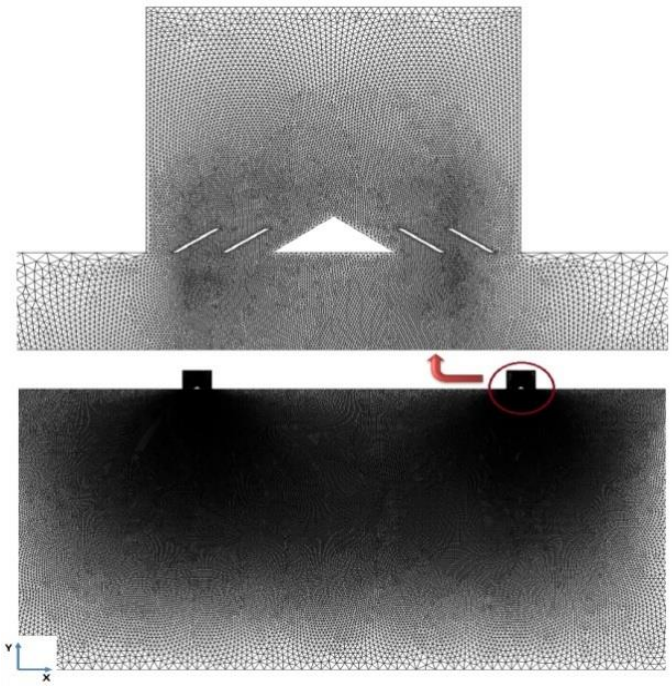
شکل دریچه هوای ورودی به اتاق در شکل (۵) نشان داده شده است. ابعاد دریچه ۳۰cm × ۳۰cm می باشد و اتاق دارای ۱۵ متر طول و ارتفاع ۳ متر می باشد. با توجه به آنکه مدل سازی به صورت دو بعدی مد نظر بود، از عمق اتاق صرفنظر شده است.



شکل ۵) تصویر دریچه هوای ورودی به اتاق

از آنجا که ۴ دریچه در اتاق موجود و شرایط تقارن برقرار بود، تنها نیمی از اتاق به همراه دو دریچه مدل سازی شده است. استفاده از شرط مرزی تقارن کمک زیادی به کاهش زمان اجرای برنامه می نماید. شبکه بندی به صورت دو بعدی انجام شده است. دریچه نیز به صورت دو بعدی در شبکه بندی تعبیه شده است. ابعاد ناحیه محاسباتی ۳۰۰cm × ۷۵۰cm می باشد. جریان سیال با دما و سرعت مشخص از دو دریچه تعبیه شده در بالای شبکه‌بندی به داخل اتاق وارد می‌شود. برای شبکه بندی از نرم افزار گمبیت استفاده شد و شبکه بندی مورد استفاده به صورت مثلثی بوده و شامل ۴۵۰۴۵۵ سلول و ۲۲۶۰۲۴ نود می باشد. با سعی و خطاهای انجام گرفته، به این نتیجه رسیدیم که شبکه بندی مذکور برای مدل-سازی مناسب می باشد. برای شرط مرزی هوای ورودی به دریچه از شرط مرزی سرعت ورودی استفاده گردید. برای ضلع سمت راست از شرط مرزی تقارن و برای سایر سطوح از شرط مرزی دیوار استفاده شد. شبکه بندی مورد استفاده به همراه بزرگنمایی دریچه در شکل (۶) نمایش داده شده است. نرم افزار تجاری مورد استفاده برای حل دینامیک سیالات محاسباتی، نرم افزار فلوئنت بود. در حل عددی، الگوریتم سیمپل به کار برده شد و برای جریان از خواص هوا استفاده شد. شرایط اولیه حل، شرایط ورودی دریچه ها منظور شد. دمای دیواره ها $35^{o}C$ فرض شد و حل به صورت پایا انجام گردید. سرعت هوای ورودی از دریچه ها درحالت اولیه ۱/۶۸ m/s و پس از انجام تعمیرات ۱/۹۲ m/s لحاظ گردیده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

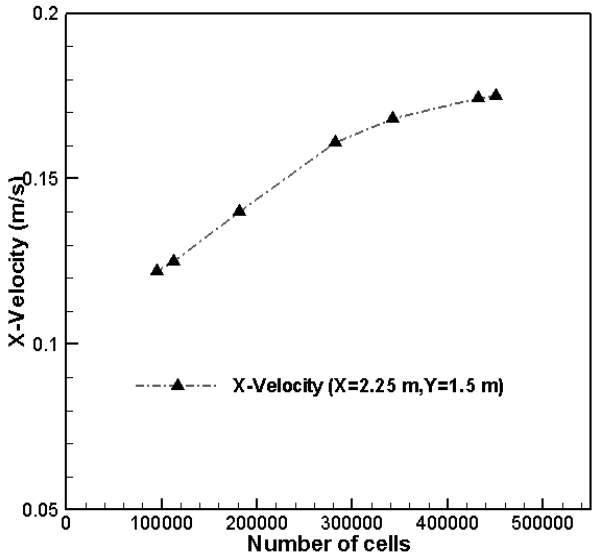


شکل۶) تصویر شبکه بندی به همراه بزرگنمایی آن

استقلال حل از شبکه

برای آنکه حل از شبکه بندی مستقل شود، شبکه به نحوی مش زده شد که اندازه سلول ها از یک مقدار درشت شروع شد و به حالت ریز رسید. پس از ریز کردن، در نهایت به تعدادی از سلول می توان دست یافت که پس از آن با تغییر در تعداد سلول ها تغییر محسوسی در نتایج به دست نمی‌آید. در نهایت، شبکه ای که ایجاد شد متشکل از ۴۵۰۴۵۵ سلول بود. در شکل (۷) چگونگی استقلال حل از شبکه بندی نشان داده شده است. لازم به ذکر است که به منظور مطالعه شبکه، مقدار سرعت در موقعیت مکانی $x=۲/۲۵\ m$ و $Y=۱/۵\ m$ ملاک حل قرار داده شده و با یک شرط مرزی ثابت و با تغییر تعداد سلول ها نمودار شکل (۷) به دست آمده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]



شکل ۷) استقلال حل از شبکه بندی

معادلات حاکم

معادلات مختلف حاکم برای یک جریان تراکم پذیر و در حالت پایدار می تواند به صورت زیر نوشته شود.

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(u_j\right)=0 \qquad (۱)$$

معادله مومنتم:

$$\rho u_j \frac{\partial}{\partial x_j}\left(u_i\right)=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\mu_t)\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \qquad (۲)$$

معادله انرژی را در می توان اینگونه نوشت که در آن Q''' منبع حرارتی در واحد حجم، h آنتالپی، k ضریب هدایت حرارتی، u سرعت، τ تنش برشی، q گرما و T دماست.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}[\rho u_i h-q_i-\tau_{ij}u_j]=Q''' \qquad (۳)$$

$$q_i=-k\frac{\partial T}{\partial x_i} \qquad (۴)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

مدل‌سازی آشفتگی

مدل k–ε استاندارد یک مدل نیمه تجربی بر پایه معادلات انتقال انرژی جنبشی آشفته k و نرخ پراکندگی ε می باشد. معادلات انتقال برای k از حل دقیق به دست می آید ولی برای بدست آوردن معادلات انتقال ε از دلایل فیزیکی برای حل دقیق ریاضی استفاده می شود. در بدست آوردن مدل آشفته k–ε فرض شده است که جریان بسیار آشفته می باشد و از تاثیر ویسکوزیته مولکولی صرف نظر شده است. μ_t ویسکوزیته گردابی می باشد که در رابطه ۵ تعریف شده است.

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۵)$$

C_μ=۰/۰۹ و ثابت می باشد. انرژی جنبشی درهم k و نرخ پراکندگی ε از معادلات انتقال ۶ و ۷ به دست می آیند.

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - \frac{\varepsilon^2}{k}\rho C_{2\varepsilon} \quad (۶)$$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_i}] + G_k - \rho\varepsilon \quad (۷)$$

که در آن σ_k=۱ و σ_ε=۱/۳ اعداد پرانتل درهم برای k و ε می باشند. $C_{1\varepsilon}$ =۱/۴۴ و $C_{2\varepsilon}$ =۱/۹۲ ثابت هایی هستند که در طول حل تغییر نمی کنند. G_k نشان دهنده انرژی جنبشی آشفته تولیدی می باشد که منجر به گرادیان های سرعت متوسط می شود و به صورت رابطه ۸ محاسبه می شود.

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (۸)$$

که S مدول متوسط زمانی نرخ تانسور کرنش می باشد و به صورت معادله ۹ تعریف می شود.

$$S = \sqrt{2\overline{S}_{ij}\overline{S}_{ij}} \quad (۹)$$

که $\overline{S}_{ij}$ از رابطه ۱۰ به دست می آید.

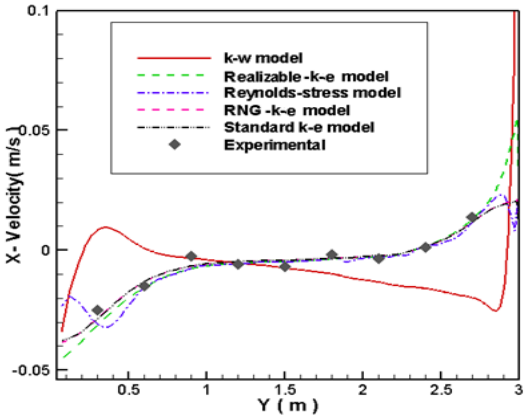
$$\overline{S}_{ij} = \frac{1}{2}(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i}) \quad (۱۰)$$

بحث و بررسی

به منظور اینکه نتایج حاصل از حل عددی با نتایج تجربی مقایسه و مقدار خطای آن محاسبه شود، در فاصله ۴ متری

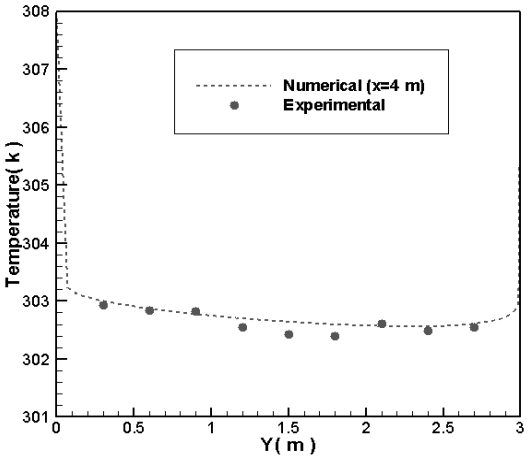
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

از دیوار سمت چپ و در ارتفاع های مختلف و به فاصله های ۳۰cm با استفاده از ترمومتر و فلومتر، دما و سرعت اندازه گیری گردید و با نتایج حاصل از حل عددی مقایسه شد. در شکل (۸) نتایج حل عددی سرعت در جهت x با استفاده از روش های توربولانسی مختلف اعم از (مدل k–ε استاندارد و RNG و Realizable و مدل k–w و مدل تنش رینولدز) با داده های تجربی مقایسه شد. با دقت در نتایج بدست آمده از حل عددی و مقایسه بین روش های آشفتگی مختلف انطباق مناسبی بین نتایج تجربی و روش k–ε استاندارد مشاهده می شود که حاکی از انتخاب مناسب این مدل می باشد.



شکل ۸) صحت سنجی نتایج حل عددی
در راستای طولی X=400 cm در ارتفاع های مختلف بر مبنای اندازه سرعت در جهت X و با روش های آشفتگی مختلف

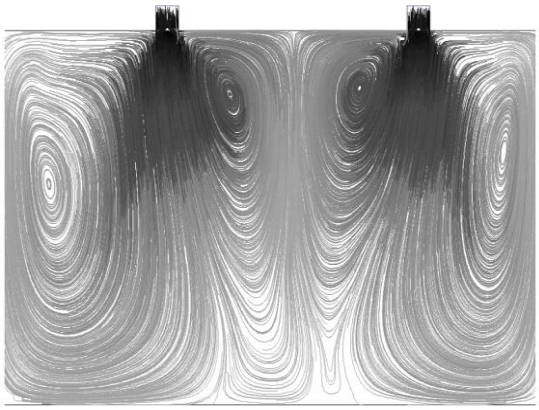
شکل (۹) نتایج حل عددی برای دما را نشان می دهد. این نمودار نزدیکی نتایج عددی و داده های آزمایشی را صحه گذاری می نماید.



شکل ۹) صحت سنجی نتایج حل عددی در راستای طولی X=400 cm در ارتفاع های مختلف بر مبنای دما

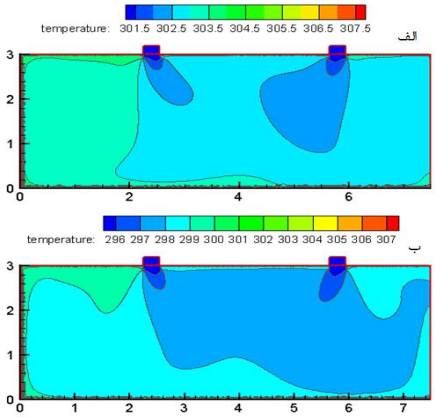
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

خطوط جریان در دامنه حل در شکل (۱۰) نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می گردد، چهار گردابه در ناحیه حل ایجاد شده است. دو گردابه کوچکتر بوده و در نزدیکی دریچه های ورود هوا شکل گرفته و دو گردابه بزرگتر در جنب دیوار سمت چپ و خط تقارن سمت راست تشکیل شده است. تمامی گردابه ها به دلیل اثر دیواره های جانبی و همچنین اثر متقابل یکدیگر به صورت کشیده و دوکی شکل ایجاد شده اند. خطوط جریان در نواحی نزدیک به کف با فاصله بیشتر و دارای شدت کمتری بوده و در نزدیکی دریچه های ورودی هوا خطوط جریان به یکدیگر نزدیکتر و فشرده-تر بوده که مبین شدت بیشتر جریان می باشد.



شکل ۱۰) خطوط جریان در اتاق

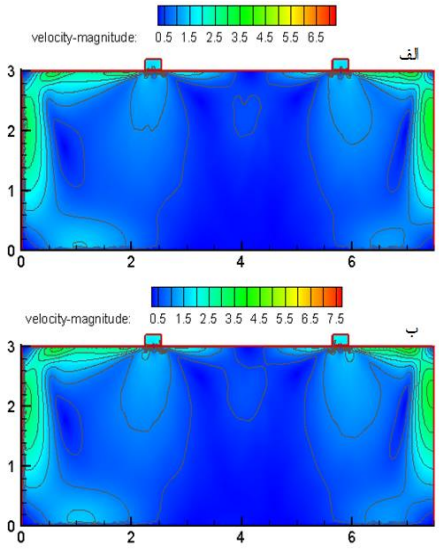
شکل (۱۱) کانتور دمای اتاق را در دو حالت اولیه و اصلاحی به تصویر می کشد. همان طور که از روی شکل (۱۱) مشخص می‌باشد، ناحیه دمای ثابت خروجی از دریچه ها در قسمت (ب) بسیار بزرگتر از قسمت (الف) بوده و ناحیه بیشتری از حل در دمای پایین تری قرار گرفته است. به طور کلی، دما در تمام اتاق کاهش محسوسی داشته است به نحوی که دمای متوسط از $303/59^{\circ}K$ به $296/78^{\circ}K$ کاهش یافته است. به این ترتیب، پس از تعمیرات اصلاحی دمای اتاق در محدوده آسایش حرارتی قرار گرفت.



شکل ۱۱) کانتور دمای اتاق، الف) در حالت اولیه و ب) بعد از اصلاح

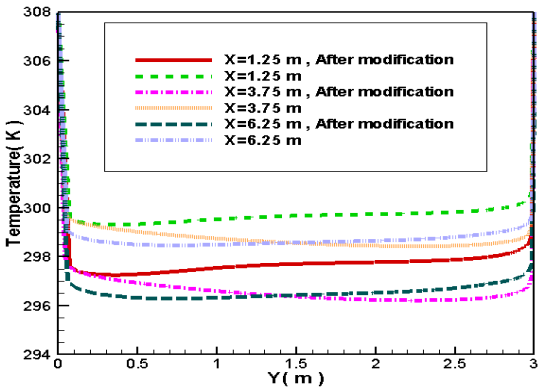
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

کانتور اندازه سرعت در شکل (۱۲) برای هردو حالت اولیه و اصلاح شده، رسم شده است. ملاحظه می شود که ناحیه سرعت خروجی از دریچه های هوای در قسمت (ب) افزایش یافته است و همچنین در ناحیه میانی دامنه حل یا به عبارتی بخش میانی بین دو دریچه افزایش سرعت مشاهده می گردد. در گوشه های نزدیک به کف نیز تغییر شکل و اندازه خطوط سرعت ثابت مشهود می باشد به طوری که سرعت متوسط نقاط مختلف دامنه حل از ۰/۸۱۷ m/s به ۰/۹۲۸ m/s تغییر پیدا نمود.



شکل ۱۲) کانتور سرعت جریان هوای اتاق، الف) در حالت اولیه و ب) بعد از اصلاح

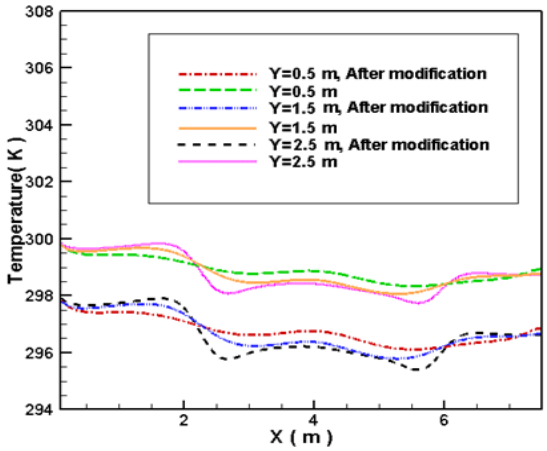
شکل (۱۳) دمای اتاق را در سه موقعیت طولی مختلف در راستای ارتفاع برای حالت های اصلاح شده و اولیه نشان می دهد. این نمودار حاکی از آن است که اصلاحیه انجام شده باعث خنک شدن هوای اتاق شده و دما کاهش قابل ملاحظه ای داشته است.



شکل ۱۳) تغییرات دما در سه موقعیت طولی مختلف برای مقایسه بین حالت اولیه و پس از تعمیر

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

در شکل (۱۴) نیز تغییرات دمای اتاق در سه ارتفاع مختلف و در راستای طول اتاق برای حالت های اصلاح شده و اولیه ترسیم شده است. در این نمودار نیز بهبود وضعیت دمای اتاق و قرار گرفتن در محدوده آسایش دمایی قابل مشاهده است.



شکل ۱۴) تغییرات دما در سه ارتفاع مختلف برای مقایسه بین حالت اولیه و پس از تعمیر

تصویر کمپرسور در حالت پس از تغییر قطر پولی ها در شکل (۱۵) نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، یخ زدگی کمپرسور بر طرف شده است.



شکل ۱۵) برطرف شدن یخ زدگی کمپرسور بعد از اقدام اصلاحی

نتیجه گیری

سیستم های تهویه ابزاری قدرتمند برای راحتی و آسایش بشر می‌باشند و امروزه استفاده از آنها خصوصا در ساختمان‌های بزرگ، برج ها، بیمارستان ها و سایر سازه ها ضروری است. از این رو، عیب یابی و تعمیر آنها بسیار مهم

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

می‌باشد. در این مقاله به بررسی سیستم های HVAC و توضیح سیکل ترمودینامیکی و تجهیزات آنها پرداخته شد. عوامل محتمل جهت یخ زدگی کمپرسور بررسی و راهکار مناسب ارائه شد. با استفاده از مدل‌سازی عددی دینامیک سیالات محاسباتی صحت اقدام اصلاحی انجام شده برای رفع یخ زدگی کمپرسور (ناشی از دبی کم هوای عبوری از اوپراتور) و ایجاد دمای مناسب هوا (دما در محدوده آسایش حرارتی) در اتاق نشان داده شد.

منابع

[1] Kim T., Kato S. and Murakami S. 2001. "Indoor cooling/heating load analysis based on coupled simulation of convection, radiation and HVAC control", *Building and Environment*, vol. 36, pp. 901–908.

[2] Anderson M., Buehner M., Young P., Hittle D., Anderson C., Tu J. and Hodgson D. 2007. "An experimental system for advanced heating, ventilating and air conditioning (HVAC) control", *Energy and Buildings*, vol. 39, pp. 136–147.

[3] Haniff M.F., Selamat H., Yusof R., Buyamin S. and Ismail F. S. 2013. "Review of HVAC scheduling techniques for buildings towards energy-efficient and cost-effective operations", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 27, pp. 94–103.

[4] Bhaskoro P. T., Gilani S. I. U. H. and Aris M. S. 2013. "Simulation of energy saving potential of a centralized HVAC system in an academic building using adaptive cooling technique", *Energy Conversion and Management* , vol. 75, pp. 617–628.

[5] Homod R. Z., Sahari K. S. M. and Almurib H. A. F. 2014. "Energy saving by integrated control of natural ventilation and HVAC systems using model guide for comparison", *Renewable Energy*, vol. 71 , pp. 639-650.

[6] Xu A. G. and Zhang Z. 2014. "Minimization of energy consumption in HVAC systems with data-driven models and an interior-point method", *Energy Conversion and Management*, vol.85, pp. 146–153.

[7] Martinez-Almansa J.J., Fernandez-Gutierrez A., Parras L. and Pino C.d. 2014. "Numerical and experimental study of a HVAC wall diffuser", *Building and Environment*, vol. 80, pp. 1-10.

[8] Afram A. and Janabi-Sharifi F. 2014. "Theory and applications of HVAC control systems - A review of model predictive control (MPC)", *Building and Environment*, vol. 72, pp. 343-355.

[9] Rasouli M., Akbari S., Simonson C. J. and Besant R.W. 2014. "Energetic, economic and environmental analysis of a health-care facility HVAC system equipped with a run-around membrane energy exchanger", *Energy and Buildings*, vol. 69, pp. 112–121.

[10] Seo J., Ooka R., Kim J. T. and Namd Y. 2014. "Optimization of the HVAC system design to minimize primary energy demand", *Energy and Buildings*, vol. 76, pp. 102–108.

[11] Cho J., Shin S., Kim J. and Hong H. 2014. "Development of an energy evaluation methodology to make multiplepredictions of the HVAC&R system energy demand for office buildings", *Energy and Buildings*, vol. 80, pp. 169–183.

[12] Stavrakakis G. M., Koukou M.K., Vrachopoulos M. Gr. and Markatos N. C. 2008. "Natural cross-ventilation in buildings: Building-scale experiments, numerical simulation and thermal comfort evaluation", *Energy and Buildings*, vol. 40, pp. 1666–1681.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]